

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

UMISŤOVACÍ STŮL PRO PALETU

POSITIONING BOARD FOR A PALLET

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Zábojník

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Zábojník**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Umísťovací stůl pro paletu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh statického umísťovacího stolu pro zdvih EUR palety s nákladem. Umísťovací stůl zvedá paletu s nákladem na okraji výrobní linky po předání z vysokozdvizného vozíku. Pohon zdvihu stolu elektromechanický nebo hydraulický s možností záměny pohonu. Zdvih je proveden přes nůžkový mechanismus.

Technické parametry:

Výška zdvihu 700 mm.

Nosnost manipulátoru 1500 kg

Rozměrové parametry EUR palety.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor umísťovacích zařízení pro EUR palety s ohledem na mechanický a hydraulický zdvih.

Koncepční návrh umísťovacího stolu.

Rozměrové a funkční výpočty s ohledem na elektromechanický a hydraulický zdvih.

Upřesnění konstrukce umísťovacího stolu a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy umísťovacího stolu.

Výkres podsestavy rámu umísťovacího stolu.

Dílenská výkresová dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem statického umístovacího stolu pro zdvih EUR palety s nákladem. Nosnost manipulátoru má být minimálně 1500 kg a výška zdvihu od nulové pozice minimálně 700 mm. Dále má být možná záměna pohonu mezi elektromechanickým a hydraulickým. Tato práce se skládá ze dvou částí, z technické zprávy a z výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Manipulační stůl, manipulační zařízení, zdvihací stůl, zdvihací zařízení, nůžkový mechanismus, hydraulický pohon, mechanický pohon, záměna pohonu, paleta

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of static placement table for lifting loaded EUR palettes. Load capacity of the manipulator should be at least 1500 kg and lift height from the zero position at least 700 mm. Furthermore it should be possible to switch between electrical and hydraulic drive. This thesis consists of two parts, technical report and drawing documentation.

KEYWORDS

Handling table, handling equipment, lifting table, lifting equipment, scissor mechanism, hydraulic drive, mechanical drive, changeable drive, europalette

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZÁBOJNÍK, P. *Umístovací stůl pro paletu*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 52 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Petr Zábojník

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat Panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D., za cenné rady, trpělivost a ochotu, při vypracovávání bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení zdvižných mechanismů	11
1.1 Nůžkový mechanismus	11
1.2 Pístové zvedáky	12
1.3 Sloupový zvedák	12
1.4 Paralelogram	13
1.5 Y mechanismus	13
2 Volba koncepce stolu	14
3 Funkční a pevnostní výpočet nůžkového mechanismu	15
3.1 Upřesnění zatížení	15
3.2 Rozbor	15
3.2.1 Upřesnění členů	16
3.2.2 Upřesnění vazeb	16
3.2.3 Kinematický rozbor	16
3.3 Úplné uvolnění soustavy	17
3.3.1 Těleso 2	17
3.3.2 Těleso 3	18
3.3.3 Těleso 4	19
3.3.4 Těleso 5	20
3.4 Statický rozbor	20
3.4.1 Neznámé parametry	20
3.4.2 Počet neznámých parametrů	21
3.4.3 Počet použitelných podmínek statické rovnováhy	21
3.4.4 Podmínky statické určitosti	21
3.5 Určení hlavních parametrů umístovacího stolu	22
3.6 Výpočet neznámých parametrů	23
4 Výsledné vnitřní účinky	24
4.1 Těleso 2	24
4.2 Těleso 3	25
4.3 Těleso 4	28
4.4 Těleso 5	31
5 Návrh jednotlivých komponentů	33
5.1 Návrh profilu nosníku	33
5.1.1 Kontrola profilu pro těleso 3	34

5.1.2	Kontrola profilu pro těleso 4	34
5.2	Návrh čepů	35
5.2.1	Výpočet výsledné tečné síly	35
5.2.2	Výpočet minimálního průměru čepu	35
5.2.3	Kontrola čepů na otláčení	37
5.3	Návrh přímočarého hydromotoru	38
5.4	Návrh elektromechanického pohonu	40
5.4.1	Volba Pohybového šroubu	40
5.5	Výpočet a volba elektromotoru s převodovkou	43
5.5.1	Elektromotor	43
5.5.2	Převodový mechanismus	44
	Závěr	45
	Použité informační zdroje	46
	Seznam použitých zkratk a symbolů	48
	Seznam příloh	52

ÚVOD

Zdvižné stoly se používají řadu let k manipulaci s nákladem či osobami. Jsou schopny přepravovat břemena o různých hmotnostech nebo do různých výšek. Používají se jako náhrada lidské práce, hlavně pro zvýšení efektivity a bezpečnosti práce.

Používají se pro manipulaci s břemeny primárně ve vertikálním směru, ale spodní rám může být osazen lokomočním ústrojím například kolečky, a tudíž i ve směru horizontálním. Na horní plošině se může nacházet bezpečnostní zábradlí a sloužit k manipulaci s osobami. Také se tam může nacházet poháněná válečková trať pro lepší manipulaci s břemeny.

Zvedacích stolů existuje spousta druhů v mnoha provedeních. Zvedací mechanismus může být proveden jako pístový zvedák, sloupový zvedák, paralelogram, Y mechanismus a nůžkový mechanismus. Právě nůžkovým mechanismem se zabývá tato práce. Pohon zdvihu může být uskutečněn hydraulicky, mechanicky, pneumaticky, elektro-hydraulicky nebo elektromechanicky.

Nůžkové mechanismy můžeme vidět například ve skladech, ve výrobních halách, na výrobních linkách nebo v autoservisech. Mají velký okruh použití.

1 ROZDĚLENÍ ZDVIŽNÝCH MECHANISMŮ

1.1 NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Jak už samotný název napovídá, zdvih je uskutečňován pomocí nůžkového mechanismu. Tento mechanismus je tvořen spodním základním rámem, horním rámem s nástavbou, dvěma či více páry ramen a pohonem. Všechny tyto části jsou spojeny čepy kromě jedné strany rámu s rameny, kde jsou vodící kladky na kolejničích. Díky této konstrukci, dojde-li k vysouvání přímočarého hydromotoru, je uskutečňován vertikální pohyb. Mechanismus může být dělen na jednonůžkový *obr. 1*, vícenůžkový nebo tandemový *obr. 2*. Vícenůžkový mechanismus má více nůžek nad sebou a to nám umožňuje dosáhnout podstatně většího zdvihu. U tandemového nůžkového mechanismu jsou převážně dvojce nůžky vedle sebe, což nám zvýší maximální nosnost, umožní připevnit větší plošinu na vrch a zvýší stabilitu celého mechanismu.



Obr. 1 Jednonůžkový mechanismus [1].



Obr. 2 Tandemový nůžkový mechanismus [2].

1.2 PÍSTOVÉ ZVEDÁKY

Píst zvedáku bývá nejčastěji uložen v zemi viz obr. 3, tudíž tam potřebujeme poměrně hodně prostoru a díky tomu je montáž komplikovanější. Tím, že je zvedák uložen v zemi, se stává statickým. Dle konstrukčního provedení můžou být zvedáky s 1-pístovým, 2-pístovým nebo 4-pístovým provedením. Tyto zvedáky se nejčastěji nacházejí v autoservisech pro rychlou manipulaci s vozidly.



Obr. 3 Pístový zvedák [3].

1.3 SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Hlavní částí je sloup, který je kolmo připevněn k podlaze. Ve sloupu jsou vodící koleje, na kterých se pohybuje plošina. Pohon zdvihu je nejčastěji hydraulický a méně často elektromechanický. Dle konstrukce může být rozdělen na 1-sloupový, 2-sloupový *obr. 4* nebo 4-sloupový.



Obr. 4 Sloupový zvedák [4].

1.4 PARALELOGRAM

Paralelogram *obr. 5* je velmi podobné konstrukce jako nůžkový mechanismus. Hlavním rozdílem je to, že ramena nejsou překřížena, ale neustále po dobu zdvihu jsou vzájemně rovnoběžná. Zdvih je zprostředkováván pomocí přímočarého hydromotoru, který je připevněn pomocí čepů k základnímu rámu a k rameni. Když se píst vysouvá, mění se úhel mezi základnou a ramenem, a tím dochází ke zdvihu.



Obr. 5 Paralelogram [5].

1.5 Y MECHANISMUS

Tato konstrukce je velmi podobná nůžkovému mechanismu či paralelogramu. Na rozdíl od paralelogramu jsou zde další dvě ramena mezi hlavními rameny a horním rámem *obr. 6*. Zdvih je uskutečňován přímočarým hydromotorem, který je čepem připevněn k hlavnímu ramenu a k hornímu rámu. Pohybem pístu se mění úhel mezi ramenem a rámem, a následuje zdvih plošiny.



Obr.6 Y mechanismus [6].

2 VOLBA KONCEPCE STOLU

Vzhledem k zadání bakalářské práce byla vybrána z výše uvedených, koncepce nůžkového mechanismu. Konkrétně je zvolen jednonůžkový mechanismus *obr. 7*, protože je pro zvolené použití a zdvih dostačující. Pro toto použití je zejména vhodný kvůli tomu, že je u něj nejsnadnější zaměnit pohon mezi hydraulickým a elektromechanickým. Dále je její nespornou výhodou jednoduchost konstrukce. Údržba s provozem jsou také nenáročné a jednoduché.

Ramena mechanismu budou vyrobena z širokých plechů válcovaných za tepla z konstrukční oceli S235JR.

Spodní základní rám bude pevně připevněn k podlaze haly, čímž se umísťovací stůl stává nepohyblivým.

Jak horní tak spodní rám stolu, bude vyroben z L-profilů z oceli třídy 11 a k nim budou připevněny další části. Pro horní stůl jsem se rozhodl použít plech válcovaný za tepla o jmenovité tloušťce 4mm.

Vedení ramen bude uskutečněno valením z důvodu jednoduchosti konstrukce a malou citlivostí na nečistoty.

Vzhledem k tomu, že je v zadání požadavek záměny pohonu mezi hydraulickým a elektromechanickým, pohon bude uložen horizontálně nad základním rámem. Pohon zde bude usazen v přírubě, která bude spojena kolmo se základním rámem. Jako hydraulický pohon bude dvojčinný přímočarý hydromotor s možností upevnění k přírubě. Pro elektromechanický pohon bude zvolen třífázový elektromotor, jehož otáčky budou redukovány pomocí šnekové převodovky. Samotný pohyb bude vykonávat lichoběžníkový pohybový šroub.



Obr. 7 Jednoduchý nůžkový stůl s hydraulickým pohonem [7].

3 FUNKČNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČET NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Vzhledem k tomu, že umístovací stůl je konstruován symetricky, tak pro usnadnění výpočtu je umístovací stůl převeden na rovinnou úlohu. Dále bude konstrukce počítána pomocí uvolňovací metody.

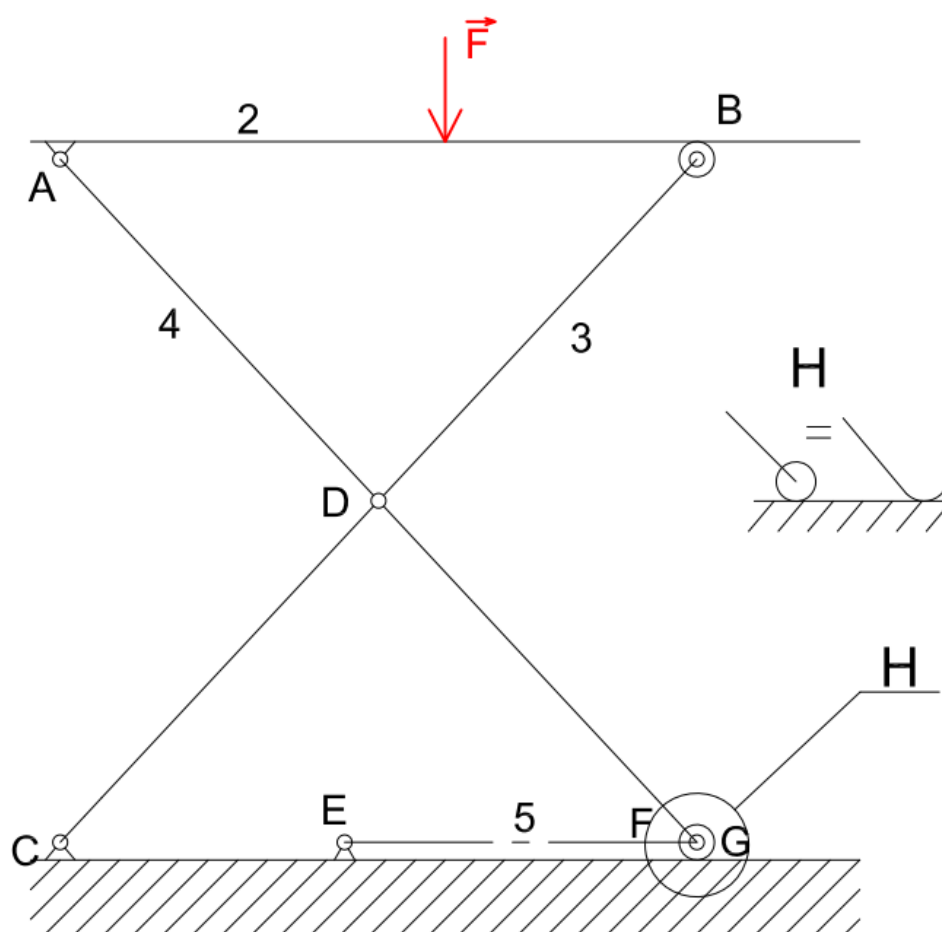
3.1 UPŘESNĚNÍ ZATÍŽENÍ

Síla je umístěna do středu horní plošiny, protože se předpokládá, že paleta bude naložena souměrně. Díky tomu, že je úloha řešena jako rovinná, tak bude počítána s poloviční zatěžovací silou.

$$F = 7500N$$

3.2 ROZBOR

Při určování stupňů volnosti je valivá vazba nahrazena vazbou obecnou, viz detail H obr.6. Tento krok byl použit pro zjednodušení výpočtu, který nijak neovlivní výsledek.



Obr. 8 Schéma umístovacího stolu.

3.2.1 UPŘESNĚNÍ ČLENŮ

- Člen 1: Základní rám
Člen 2: Horní plošina
Člen 3: Rameno nůžkového mechanismu
Člen 4: Rameno nůžkového mechanismu
Člen 5: Přímochařý hydromotor nebo pohybový šroub

3.2.2 UPŘESNĚNÍ VAZEB

- A, C, D, E, F: Rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti)
B, G: Obecná vazba (odebírá jeden stupeň volnosti)

3.2.3 KINEMATICKÝ ROZBOR

$$\begin{aligned}i &= (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) \\i &= (5 - 1) \cdot 3 - 2 \cdot 5 - 2 \\i &= 0^\circ \text{ volnosti}\end{aligned}\tag{1}$$

Kde i je počet stupňů volnosti

n je počet prvků soustavy

i_v je počet stupňů volnosti volného tělesa

$\sum \xi$ je počet složek pohybu odebraných vazbami

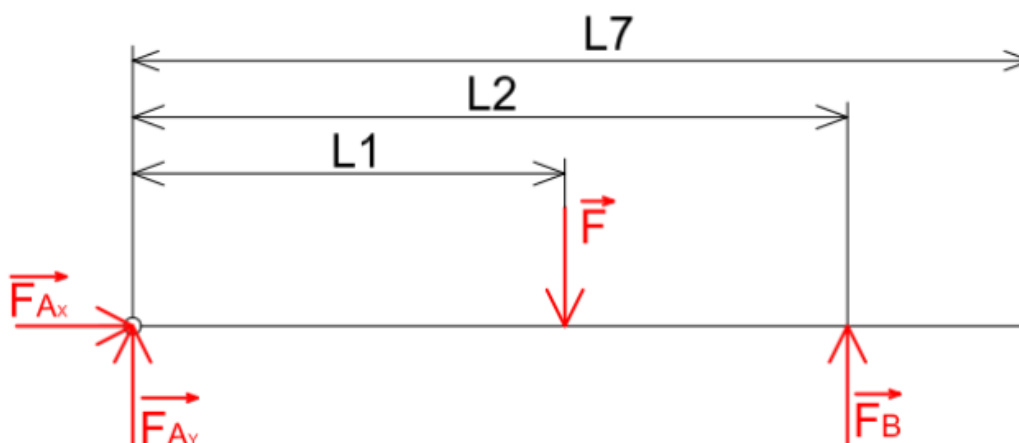
η je počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

Výsledkem je statická určitost s nula stupni volnosti, což by znamenalo, že se soustava nemůže pohybovat. Ale tím, že je jedním prvkem přímochařý hydromotor nebo pohybový šroub, tak mění svou délku a soustava se rozpohybuje.

3.3 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ SOUSTAVY

3.3.1 TĚLESO 2

Těleso 2 je horní plošina, která je podpírána zdvižnými rameny. Je u něho provedeno úplné uvolnění vazeb *obr. 9*, aby bylo možné sestavit rovnice statické rovnováhy.



Obr. 9 Úplné uvolnění tělesa 2.

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

Sestavení rovnic statické rovnováhy pro těleso 2 ve směru osy x, ve směru osy y a ohybového momentu.

$$\sum F_X = 0: F_{Ax} = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{Ay} + F_B - F = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{Az} = 0: -F \cdot L1 + F_B \cdot L2 = 0 \quad (4)$$

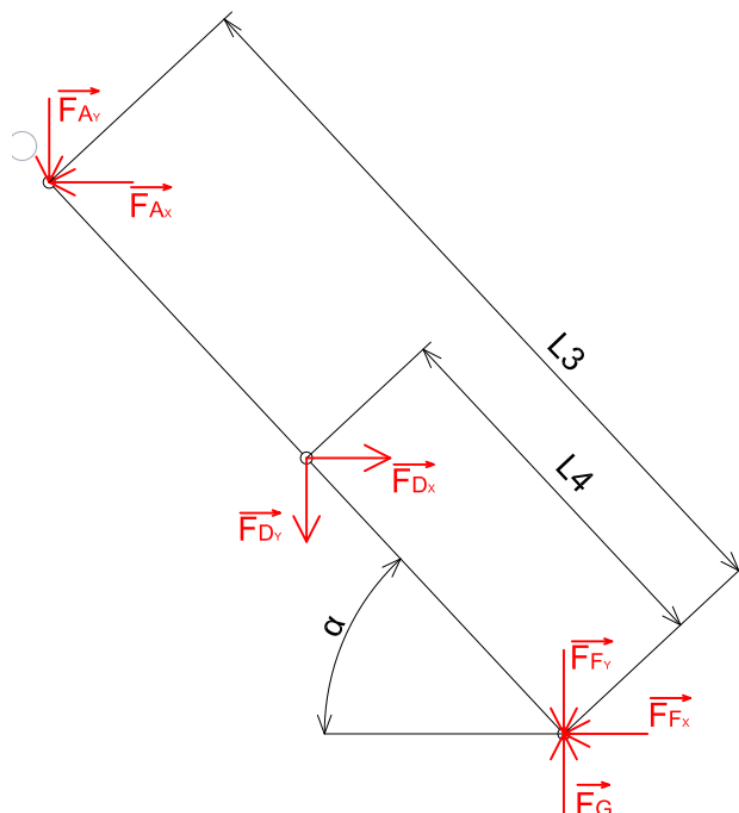
Kde F jsou síly působící na těleso

M je moment počítán k bodu, který je určen

L jsou vzdálenosti sil od bodu, ke kterému je moment počítán

3.3.2 TĚLESO 3

Těleso 3 je jedno ze zdvižných ramen, které je s horní plošinou a druhým ramenem spojeno pomocí čepu. Se spodní základní plošinou je v interakci pomocí kladky, která se po spodním rámu odvaluje. K tomuto rameni je také připojen pohon. Toto těleso je dále úplně uvolněno obr. 10, aby bylo možné sestavit rovnice statické rovnováhy.



Obr. 10 Úplné uvolnění tělesa 3.

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

Sestavení rovnic statické rovnováhy pro těleso 3 ve směru osy x, ve směru osy y a ohybového momentu.

$$\sum F_x = 0: -F_{Ax} + F_{Dx} - F_{Fx} = 0 \quad (5)$$

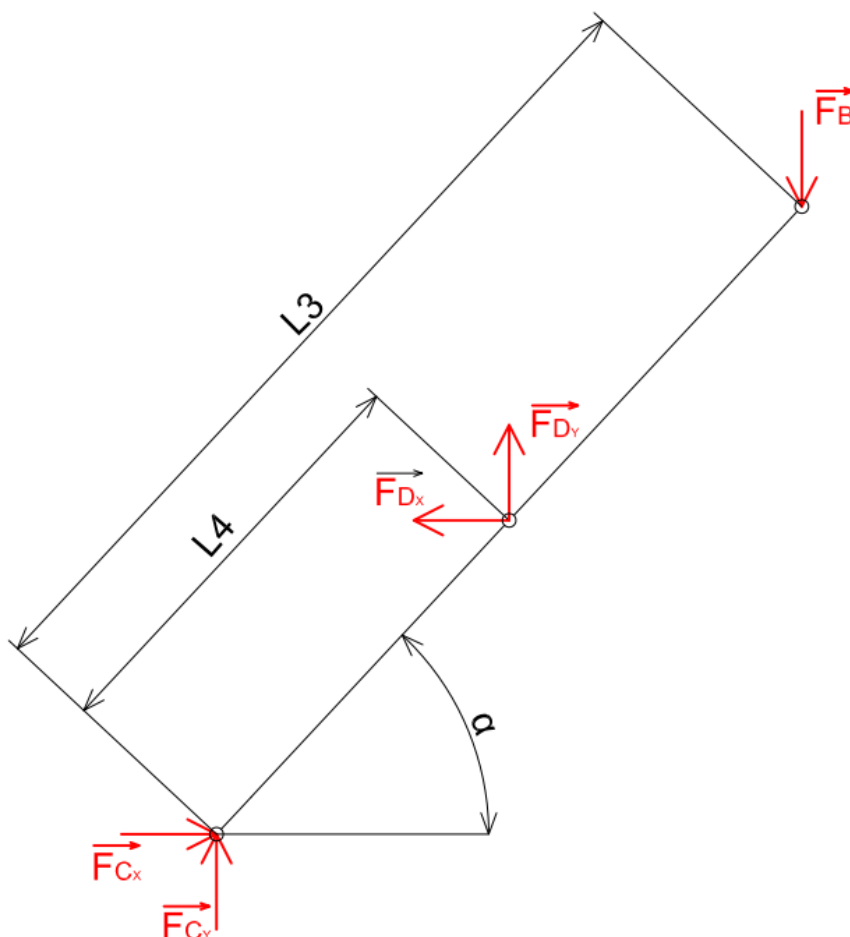
$$\sum F_y = 0: -F_{Ay} - F_{Dy} - F_{Fy} + F_G = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Gz} = 0: & F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot L_3 + F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot L_3 - F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) \cdot L_4 + \\ & + F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) \cdot L_4 = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Kde α je úhel ramene nůžkového mechanismu k základně

3.3.3 TĚLESO 4

Těleso 4 je druhé ze zdvižných ramen, které je se spodním rámem a druhým ramenem spojeno pomocí čepu. S horní plošinou je v interakci pomocí kladek a díky tomu dochází k odvalování. Těleso bylo uvolněno *obr. 11*, aby bylo možno sestavit rovnice statické rovnováhy.



Obr. 11 Úplné uvolnění tělesa 4.

SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

Sestavení rovnic statické rovnováhy pro těleso 4 ve směru osy x, ve směru osy y a ohybového momentu.

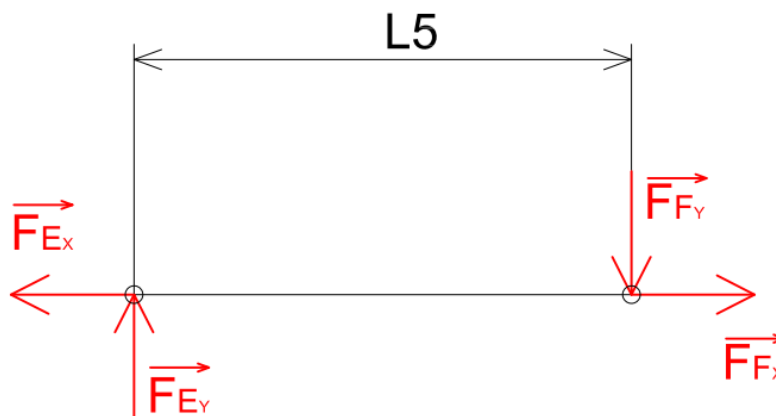
$$\sum F_X = 0: F_{Cx} - F_{Dx} = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{Cy} + F_{Dy} - F_B = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_{Cz} = 0: -F_B \cdot \cos(\alpha) \cdot L3 + F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) \cdot L4 + F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) \cdot L4 = 0 \quad (10)$$

3.3.4 TĚLESO 5

Těleso 5 znázorňuje pohon, který se pohybuje a bude měnit délku. Jedním koncem je pevně připevněno ke spodnímu rámu a druhým koncem pomocí kulového uložení k jednomu z ráků. Těleso bylo uvolněno pro sestavení rovnic statické rovnováhy *obr. 12*.



Obr. 12 Úplné uvolnění tělesa 5.

SESTAVENÍ STATICKÝCH ROVNIC

Sestavení rovnic statické rovnováhy pro těleso 5 ve směru osy x, ve směru osy y a ohybového momentu.

$$\sum F_X = 0: -F_{Ex} + F_{Fx} = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{Ey} - F_{Fy} = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_{Ez} = 0: -F_{Fy} \cdot L5 = 0 \quad (13)$$

3.4 STATICKÝ ROZBOR

Dále je potřeba provést statický rozbor, který určí, zdali je úloha staticky určitá. Úloha je staticky určitá, pokud splňuje dvě podmínky statické určitosti.

3.4.1 NEZNÁMÉ PARAMETRY

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_B, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_G\} \quad (14)$$

Kde NP je množina neznámých parametrů

3.4.2 POČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

$$\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 12 + 0 + 0 = 12 \quad (15)$$

Kde μ_F je počet neznámých silových parametrů

μ_M je počet neznámých momentových parametrů

μ_r je počet neznámých polohových parametrů

μ je celkový počet všech neznámých parametrů

3.4.3 POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$v = v_F + v_M = 8 + 4 = 12 \quad (16)$$

Kde v_F je počet použitelných silových podmínek

v_M je počet použitelných momentových podmínek

v je celkový počet všech použitelných podmínek

3.4.4 PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

PRVNÍ PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu = v \quad (17)$$

$$12 = 12$$

K tomu, aby byla první podmínka splněna, musí se rovnat celkový počet neznámých parametrů s celkovým počtem použitelných podmínek. Z čehož vyplývá, že první podmínka je splněna.

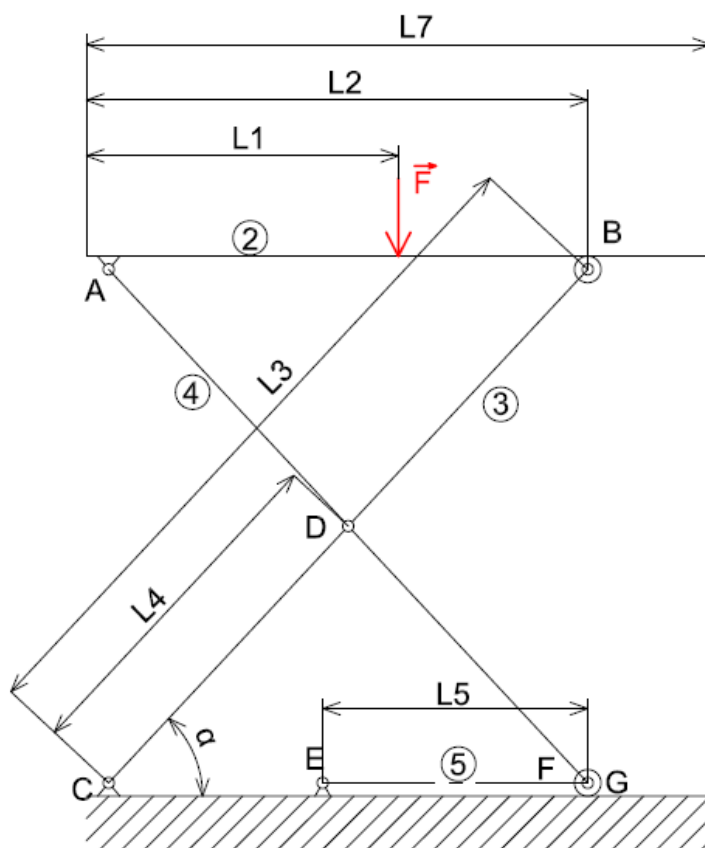
DRUHÁ PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu_r + \mu_M \leq v_M \quad (18)$$

$$0 + 0 \leq 4$$

K tomu, aby byla i druhá podmínka splněna, musí se rovnat nebo být menší součet neznámých polohových parametrů a neznámých momentových parametrů počtu použitelných momentových podmínek. Což je splněno.

3.5 URČENÍ HLAVNÍCH PARAMETRŮ UMISŤOVACÍHO STOLU



Obr. 13 Hlavní rozměry umisťovacího stolu.

Tab. 1 Stálé rozměry.

Parametr	Délka [mm]
L1	675
L3	1300
L4	650
L6	165
L7	1350

Tab. 2 Měnicí se parametry pro dolní polohu.

Parametr	Délka [mm]	Parametr	Délka [mm]	Parametr	Úhel [°]
L2	1320	L5	483	α	11.1

Tab. 3 Měnící se parametry pro horní polohu.

Parametr	Délka [mm]	Parametr	Délka [mm]	Parametr	Úhel [°]
L2	830	L5	250	α	50.3

3.6 VÝPOČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

Výpočty byly provedeny ze sestavené soustavy dvanácti rovnic o dvanácti neznámých. Soustava rovnic byla vyřešena pomocí online programu Matrix calculator [8] pro usnadnění výpočtu, který použil maticovou metodu.

$$A\vec{x} = \vec{b} \quad (19)$$

Kde A je matice soustavy

x je vektor neznámých

b je vektor pravých stran

Tab. 4 Výsledné síly pro dolní polohu stolu.

Síla	[N]	Síla	[N]	Síla	[N]
F_{Ax}	0	F_{Cy}	3664,8	F_{Ey}	0
F_{Ay}	3664,8	F_{Dx}	38227,6	F_{Fx}	38227,6
F_B	3835,3	F_{Dy}	170,5	F_{Fy}	0
F_{Cx}	38227,6	F_{Ex}	38227,6	F_G	3835,3

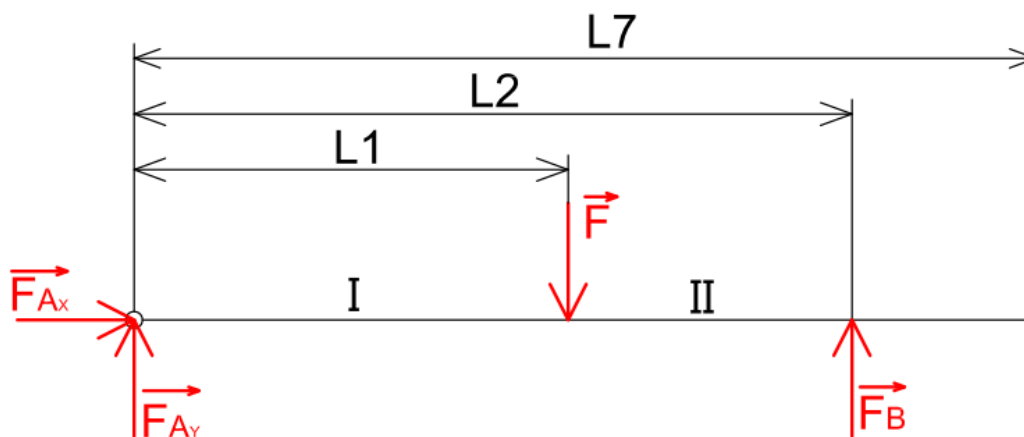
Tab. 5 Výsledné síly pro horní polohu stolu.

Síla	[N]	Síla	[N]	Síla	[N]
F_{Ax}	0	F_{Cy}	3664,8	F_{Ey}	0
F_{Ay}	3664,8	F_{Dx}	6226,7	F_{Fx}	6226,7
F_B	3835,3	F_{Dy}	170,5	F_{Fy}	0
F_{Cx}	6226,7	F_{Ex}	6226,7	F_G	3825,3

4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

4.1 TĚLESO 2

Znázornění sil a úseků *obr. 14*, pro které počítám výsledné vnitřní účinky v tělesu 2 *obr. 15*.



Obr. 14 Těleso 2 - Znázornění sil.

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{2I} = F_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (20)$$

$$N_{2II} = F_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (21)$$

$$N_{2III} = F_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (22)$$

TEČNÉ SÍLY

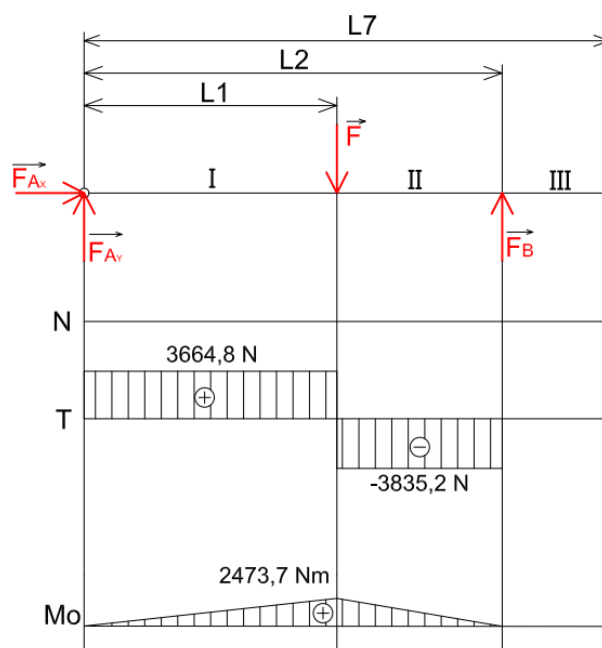
$$T_{2I} = F_{Ay} = 3664,8 \text{ N} \quad (23)$$

$$T_{2II} = F_{Ay} - F = -3835,2 \text{ N} \quad (24)$$

$$T_{2III} = F_{Ay} - F + F_B = 0 \text{ N} \quad (25)$$

OHYBOVÝ MOMENT

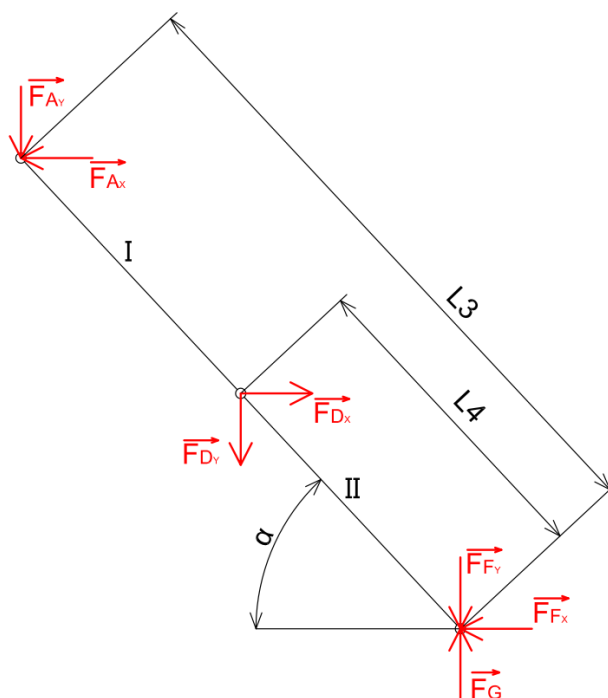
$$M_{O2F} = F_B \cdot (L2 - L1) = 2473,7 \text{ Nm} \quad (26)$$



Obr. 15 Těleso 3 – Výsledné vnitřní účinky - Normálová síla, tečná síla, ohybový moment.

4.2 TĚLESO 3

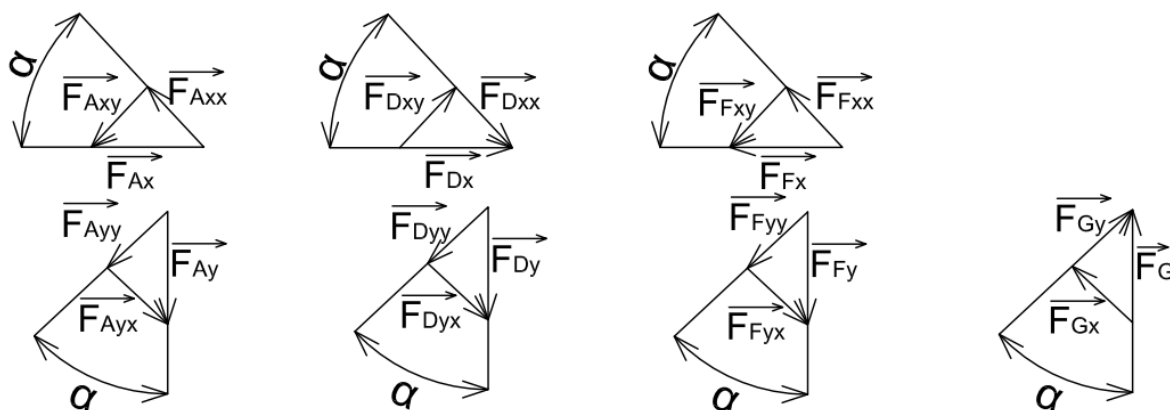
Znázornění sil a úseků obr. 16, pro které počítám výsledné vnitřní účinky v tělesu 3 obr. 18.



Obr. 16 Těleso 3 - Znázornění sil.

PŘEPOČET SIL

Přepočet sil z obecné polohy do souřadnic kartézské soustavy pro usnadnění dalších výpočtů obr. 17.



Obr. 17 Těleso 3 – Grafické znázornění přepočtu sil.

$$F_{Axy} = F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) = 0 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{Ayx} = F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) = 705,6 \text{ N} \quad (28)$$

$$F_{Ayy} = F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) = 3596,3 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{Dxx} = F_{Dx} \cdot \cos(\alpha) = 37512,5 \text{ N} \quad (30)$$

$$F_{Dxy} = F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) = 7359,7 \text{ N} \quad (31)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin(\alpha) = 32,9 \text{ N} \quad (32)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) = 167,3 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{Fxx} = F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) = 37512,5 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{Fxy} = F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) = 7359,7 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{Fyx} = F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) = 0 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{Fyy} = F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) = 0 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin(\alpha) = 738,4 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos(\alpha) = 3763,5 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{Ax'} = F_{Axx} + F_{Ayx} = 705,6 \text{ N} \quad (40)$$

$$F_{Ay'} = F_{Axy} + F_{Ayy} = -3596,3 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{Dx'} = F_{Dxx} + F_{Dyx} = 37545,4 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{Dy'} = F_{Dxy} + F_{Dyy} = 7192,4 \text{ N} \quad (43)$$

$$F_{Fx'} = F_{Fxx} + F_{Fyx} = -37512,5 \text{ N} \quad (44)$$

$$F_{Fy'} = F_{Fxy} + F_{Fyy} = -7359,7 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{Gx'} = -738,4 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_{Gy'} = 3763,5 \text{ N} \quad (47)$$

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{3I} = -F_{Ax'} = -705,6 \text{ N} \quad (48)$$

$$N_{3II} = -F_{Ax'} - F_{Dx'} = -38251,0 \text{ N} \quad (49)$$

TEČNÉ SÍLY

$$T_{3I} = -F_{Ay'} = -3596,3 \text{ N} \quad (50)$$

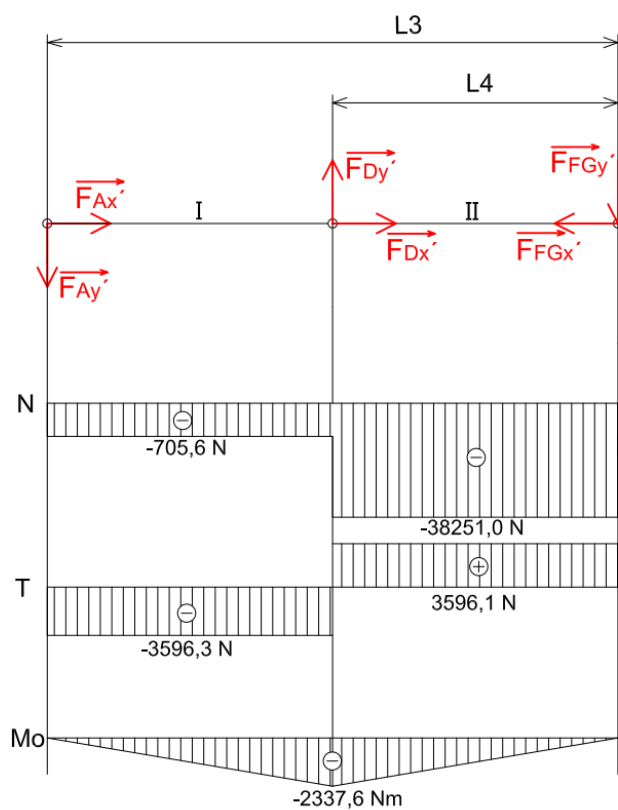
$$T_{3II} = -F_{Ay'} + F_{Dy'} = 3596,1 \text{ N} \quad (51)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$Mo_{3A} = -F_{Ay'} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (52)$$

$$Mo_{3D} = -F_{Ay'} \cdot (L3 - L4) = -2337,6 \text{ Nm} \quad (53)$$

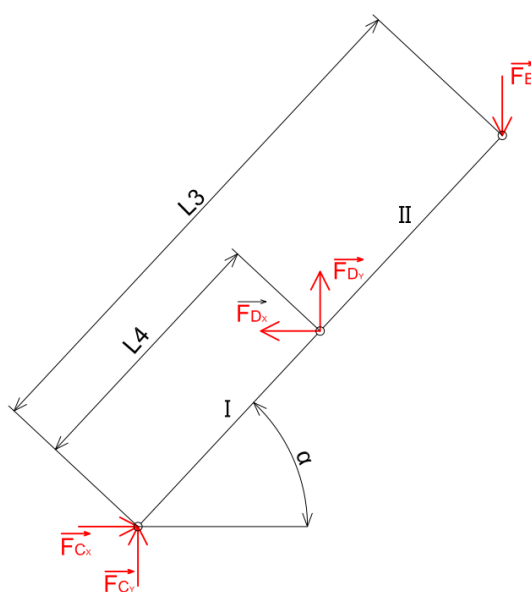
$$Mo_{3FG} = F_{FGy'} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (54)$$



Obr. 18 Těleso 3 – Výsledné vnitřní účinky - normálová síla, tečná síla, ohybový moment.

4.3 TĚLESO 4

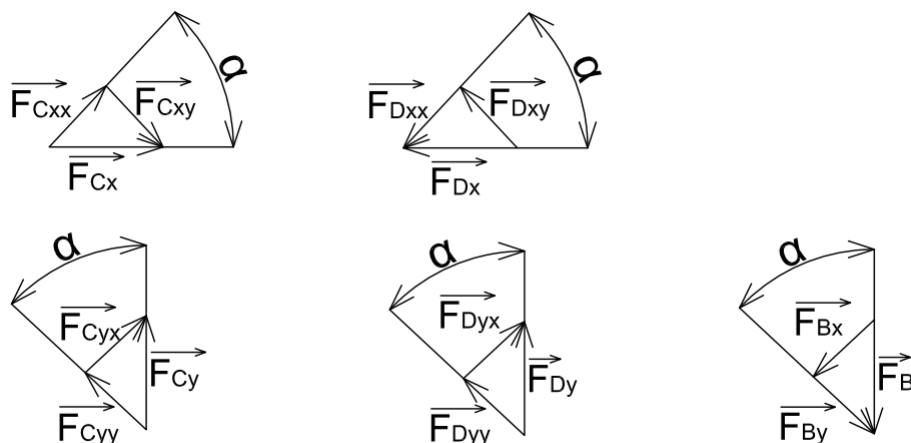
Znázornění sil a úseků obr. 19, pro které počítám výsledné vnitřní účinky v tělesu 4 obr. 21.



Obr. 19 Těleso 4 – Znázornění sil.

PŘEPOČET SIL

Přepočet sil z obecné polohy do souřadnic kartézské soustavy pro usnadnění dalších výpočtů obr. 20.



Obr. 20 Těleso 4 – Grafické znázornění přepočtu sil.

$$F_{Cxx} = F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) = 37512,5 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{Cxy} = F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) = 7359,7 \text{ N} \quad (56)$$

$$F_{Cyx} = F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) = 705,6 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{Cyy} = F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) = 3596,3 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{Dxx} = F_{Dx} \cdot \cos(\alpha) = 37512,5 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{Dxy} = F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) = 7359,7 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin(\alpha) = 32,9 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) = 167,3 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{Bx} = F_B \cdot \sin(\alpha) = 738,4 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_{By} = F_B \cdot \cos(\alpha) = 3763,5 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{Cx'} = F_{Cxx} + F_{Cyx} = 38218,1 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_{Cy'} = F_{Cxy} + F_{Cyy} = -3763,4 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_{Dx'} = F_{Dxx} + F_{Dyx} = -37479,6 \text{ N} \quad (67)$$

$$F_{Dy'} = F_{Dxy} + F_{Dyy} = 7527,0 \text{ N} \quad (68)$$

$$F_{Bx'} = -738,4 \text{ N} \quad (69)$$

$$F_{By'} = -3763,5 \text{ N} \quad (70)$$

NORMÁLOVÉ SÍLY

$$N_{4I} = -F_{Cx'} = -38218,1 \text{ N} \quad (71)$$

$$N_{4II} = -F_{Cx'} - F_{Dx'} = -738,5 \text{ N} \quad (72)$$

TEČNÍ SÍLY

$$T_{4I} = -F_{Cy'} = -3763,4 \text{ N} \quad (73)$$

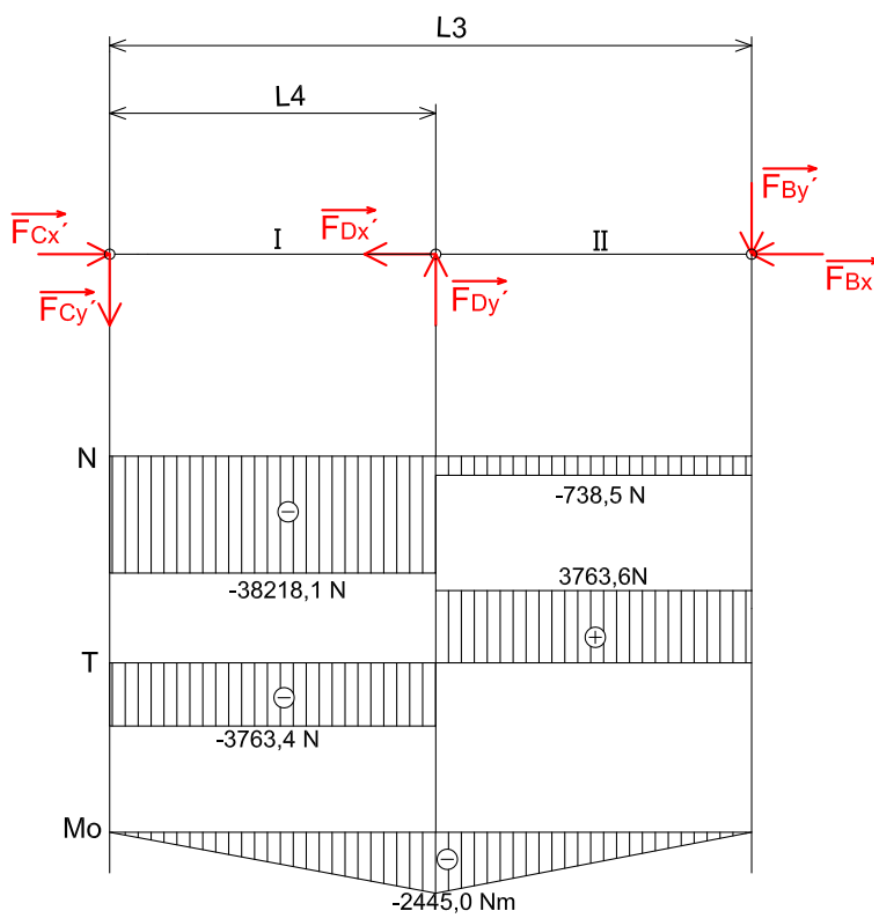
$$T_{4II} = -F_{Cy'} + F_{Dy'} = 3763,6 \text{ N} \quad (74)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$Mo_{4C} = F_{Cy'} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (75)$$

$$Mo_{4D} = -F_{Cy'} \cdot L4 = -2445,0 \text{ Nm} \quad (76)$$

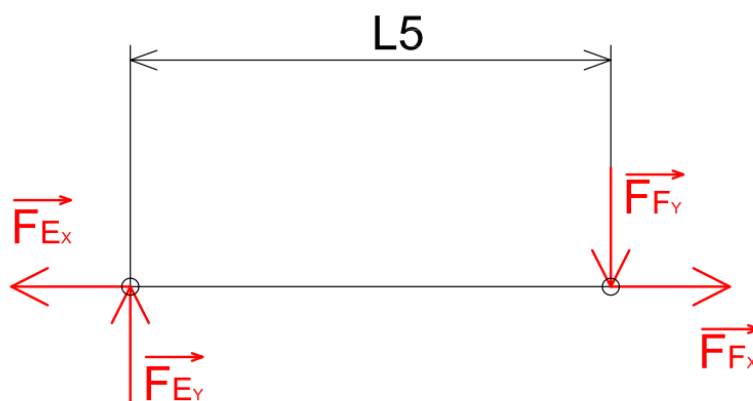
$$Mo_{4B} = -F_{By'} \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (77)$$



Obr. 21 Těleso 4 – Výsledné vnitřní účinky – Normálová síla, tečná síla, ohybový moment.

4.4 TĚLESO 5

Znázornění sil a úseků obr. 22, pro které počítám výsledné vnitřní účinky v tělesu 5 obr. 23.



Obr. 22 Těleso 5 – Znázornění sil.

NORMÁLOVÁ SÍLA

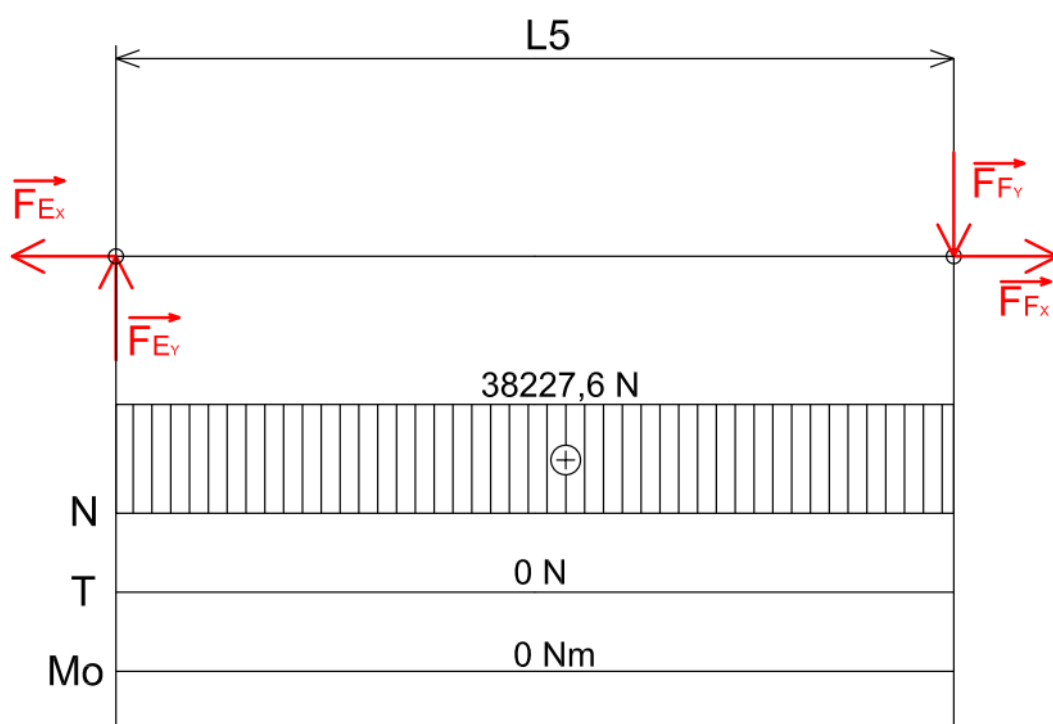
$$N_{5I} = F_{Ex} = 38227,6 \text{ N} \quad (78)$$

TEČNÉ SÍLY

$$T_{5I} = F_{Ey} = 0 \text{ N} \quad (79)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o5} = 0 \text{ N} \quad (80)$$



Obr. 23 Těleso 5 – Výsledné vnitřní účinky - Normálová síla, tečná síla, ohybový moment.

5 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTŮ

5.1 NÁVRH PROFILU NOSNÍKU

Dle normy ČSN EN 10058 [9] je zvolen plech válcovaný za tepla s obdélníkovým průřezem o rozměrech (90x15)mm *obr. 24* a z materiálu S235JR.

Mez kluzu $R_e = 225 \text{ MPa}$

Mez pevnosti $R_m = 450 \text{ MPa}$

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{s} = \frac{225}{1,5} = 150 \text{ MPa} \quad (81)$$

Kde σ_{DOV} je dovolené normálové napětí

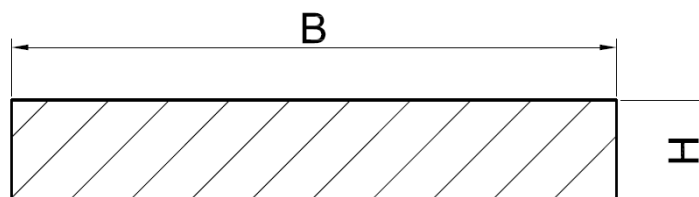
s je součinitel bezpečnosti pro danou kombinaci namáhání

$$\tau_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV}}{\sqrt{3}} = \frac{150}{\sqrt{3}} = 86,6 \text{ MPa} \quad (82)$$

Kde τ_{DOV} je dovolené tečné napětí

Tab. 6 Hodnoty pro příčný průřez profilu [9].

Výška profilu	H	15 mm
Šířka profilu	B	90 mm
Plocha průřezu profilu	S	1350 mm ²
Kvadratický moment průřezu k ose y	J_y	911250 mm ⁴
Kvadratický moment průřezu k ose z	J_z	25312,5 mm ⁴
Pružný modul průřezu v ohybu k ose y	W_{oy}	20250 mm ³
Pružný modul průřezu v ohybu k ose z	W_{oz}	3375 mm ³



Obr. 24 Příčný průřez profilu.

5.1.1 KONTROLA PROFILU PRO TĚLESO 3**TAH/TLAK**

$$N_{3max} = N_{3II} = 38251,0 \text{ N} \quad (83)$$

$$\sigma_{3max} = \frac{N_{3max}}{S} = \frac{38251,0}{1350} = 28,4 \text{ MPa} \quad (84)$$

SMYK

$$T_{3max} = T_{3I} = 3596,3 \text{ N} \quad (85)$$

$$\tau_{3max} = \frac{T_{3max}}{S} = \frac{3596,3}{1350} = 2,7 \text{ MPa} \quad (86)$$

OHYB

$$M_{o3max} = M_{o3D} = 2337,6 \text{ Nm} = 2337600 \text{ Nmm} \quad (87)$$

$$\sigma_{o3max} = \frac{M_{o3max}}{W_{oy}} = \frac{2337600}{20250} = 115,5 \text{ MPa} \quad (88)$$

Kde S je plocha průřezu profilu

W_o je modul průřezu v ohybu

Z uvedených výpočtů bylo zjištěno, že žádný parametr není vyšší než dovolené napětí, z čehož vyplývá, že zvolený profil je pro těleso 3 vyhovující.

5.1.2 KONTROLA PROFILU PRO TĚLESO 4**TAH/TLAK**

$$N_{4max} = N_{4I} = 38218,0 \text{ N} \quad (89)$$

$$\sigma_{4max} = \frac{N_{4max}}{S} = \frac{38218,0}{1350} = 28,4 \text{ MPa} \quad (90)$$

SMYK

$$T_{4max} = T_{4II} = 3763,6 \text{ N} \quad (91)$$

$$\tau_{4max} = \frac{T_{4max}}{S} = \frac{3763,6}{1350} = 2,8 \text{ MPa} \quad (92)$$

OHYB

$$M_{o4max} = M_{o4D} = 2445,0 \text{ Nm} = 2445000 \text{ Nmm} \quad (93)$$

$$\sigma_{o4max} = \frac{M_{o4max}}{W_{oy}} = \frac{2445000}{20250} = 120,8 \text{ MPa} \quad (94)$$

Z uvedených výpočtů bylo zjištěno, že žádný parametr není vyšší než dovolené napětí, z čehož vyplývá, že zvolený profil je pro těleso 4 vyhovující.

5.2 NÁVRH ČEPŮ

5.2.1 VÝPOČET VÝSLEDNÉ TEČNÉ SÍLY

Doposud je vypočítané tečné zatížení ve dvou osách, tudíž je nutno ho přepočítat na jednu výslednou hodnotu, ze které následně bude spočítán průměr čepů. Zatěžující síly budou brány ze spodní polohy stolu, protože zde vycházejí vyšší hodnoty.

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{0^2 + 3664,8^2} = 3664,8 \text{ N} \quad (95)$$

$$F_B = 3835,3 \text{ N} \quad (96)$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{38227,6^2 + 3664,8^2} = 38402,9 \text{ N} \quad (97)$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{38227,6^2 + 170,5^2} = 38228,0 \text{ N} \quad (98)$$

$$F_F = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{38227,6^2 + 0^2} = 38227,6 \text{ N} \quad (99)$$

$$F_G = 3835,3 \text{ N} \quad (100)$$

5.2.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU ČEPU

Minimální průměr bude spočítán z rovnice pro stříh, ze které bude vyjádřen průměr čepů.

$$\tau_s = \frac{T}{S} = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{sdov} \quad (101)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} \quad (102)$$

Kde T je tečná zatěžující síla

d je průměr čepu

τ_{sdov} je dovolené smykové napětí

Jako materiál čepů byla zvolena ocel 11 600, kde je dáno napětí ve stříhu $\tau_{sdov} = 80 \text{ MPa}$.

Výpočet minimálního průměru čepu v místě A.

$$d_A = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3664,8}{\pi \cdot 80}} = 7,63 \text{ mm} \quad (103)$$

Výpočet minimálního průměru čepu v místě B.

$$d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3835,3}{\pi \cdot 80}} = 7,82 \text{ mm} \quad (104)$$

Výpočet minimálního průměru čepu v místě C.

$$d_C = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38402,8}{\pi \cdot 80}} = 24,72 \text{ mm} \quad (105)$$

Výpočet minimálního průměru čepu v místě D.

$$d_D = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38228,0}{\pi \cdot 80}} = 24,67 \text{ mm} \quad (107)$$

Výpočet minimálního průměru čepu v místě F.

$$d_F = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38227,6}{\pi \cdot 80}} = 24,67 \text{ mm} \quad (108)$$

Výpočet minimálního průměru čepu v místě G.

$$d_G = \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{sdov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3835,3}{\pi \cdot 80}} = 7,82 \text{ mm} \quad (109)$$

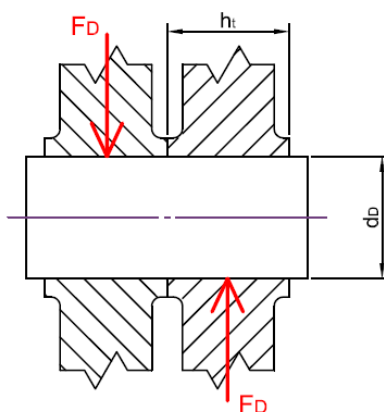
5.2.3 KONTROLA ČEPŮ NA OTLAČENÍ

Čep s použitého materiálu, tedy oceli 11 600 má dovolený tlak na otláčení $p_{dov} = 45 \div 90 \text{ MPa}$.

KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ D

Čep v bodě D spojuje rotační vazbou obě zdvižná ramena k sobě *obr. 25*.

$$p_D = \frac{F}{S} = \frac{F_D}{d_D \cdot h_t} = \frac{38228}{26 \cdot 20} = 73,51 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \quad (110)$$

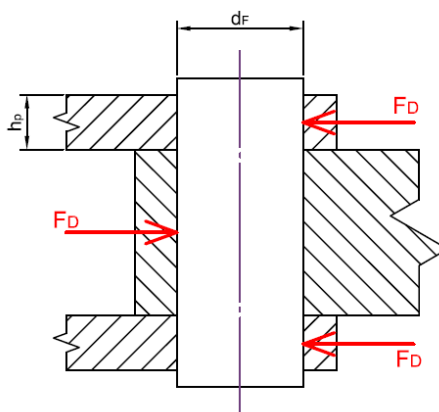


Obr. 25 Působení sil na čep v místě D.

KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ F

Čep v bodě F spojuje rotační vazbou pohon ke zdvižnému rameni *obr. 26*.

$$p_F = \frac{F}{S} = \frac{F_F}{d_F \cdot 2 \cdot h_p} = \frac{38227,6}{28 \cdot 2 \cdot 10} = 68,26 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \quad (111)$$



Obr. 26 Působení síly na čep v místě F.

5.3 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Nůžkový mechanismus bude poháněn pouze jedním přímočarým hydromotorem. Největší síla působí na přímočarý hydromotor ve spodní poloze a to 38227,6 N. Hydromotor bude osazen na přední části přírubou pro připevnění ke spodnímu rámu mechanismu.

Pro zjištění potřebné velikosti hydraulického válce je použita následující rovnice.

$$p = \frac{F_V}{S_V} \quad (112)$$

Kde p je jmenovitý tlak

S_V je plocha válce

Po úpravě :

$$D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38227,6}{\pi \cdot 20}} = 49,34 \text{ mm} \quad (113)$$

Kde D_V je minimální průměr pístu

Zdvih byl určen rozdílem maximální a minimální hodnoty rozměru L5 u rozměrů mechanismu.

$$Z = L5_{max} - L5_{min} = 637,85 - 415,20 = 222,65 \text{ mm} \quad (114)$$

Kde Z je potřebná délka zdvihu k maximální poloze

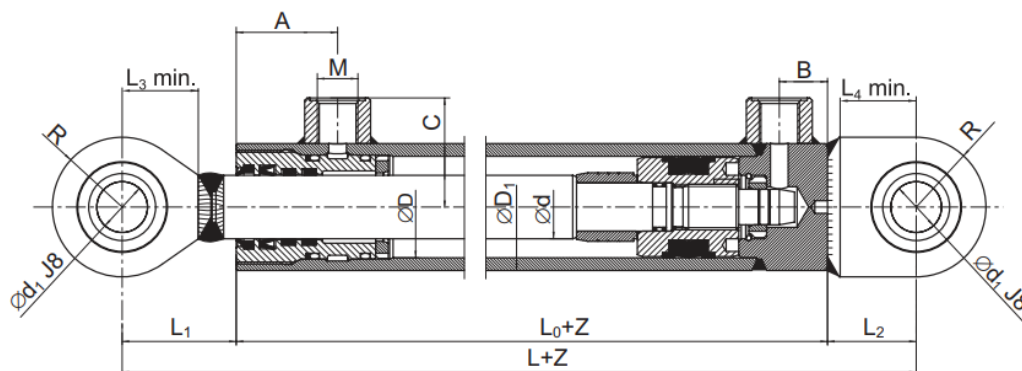
$L5_{max}$ je délka tělesa 5 ve spodní poloze

$L5_{min}$ je délka tělesa 5 v horní poloze

Z těchto vypočítaných parametrů byl zvolen z katalogu firmy Hydraulics s.r.o. [10] přímočarý hydromotor typové řady ZH2T obr.27 s rozměry dle tabulky č. 7.

Tab. 7 Rozměry přímočarého hydraulického motoru [10].

D	d	D ₁	d ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	M	A	B	C	E	K ₁	R	Z _{max}
80	50	95	35	340	205	80	55	53	48	22x1,5	65	25	65,5	25	30	47,5	630

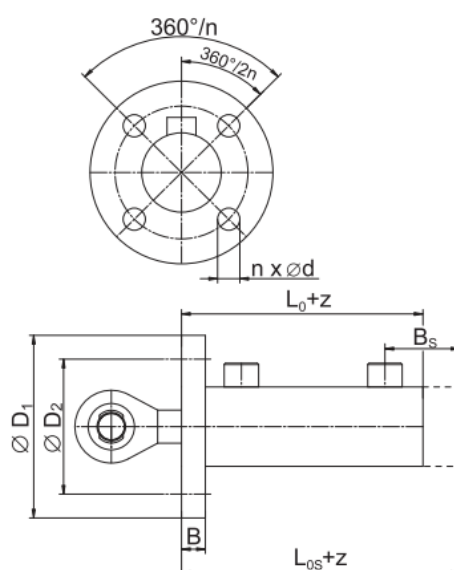


Obr. 27 Přímočarý hydromotor série ZH2T [10].

Zvolený přímočarý hydromotor je osazen přírubou na přední straně *obr. 28* s rozměry dle tabulky 8.

Tab. 8 Rozměry příruby přímočarého hydromotoru [10].

Typ válce	D ₁	D ₂	B	d	n	L ₀	L _{os}	B _s
80	168	140	18	15	6	205	242	62



Obr. 28 Příruba přímočarého hydromotoru [10].

5.4 NÁVRH ELEKTROMECHANICKÉHO POHONU

5.4.1 VOLBA POHYBOVÉHO ŠROUBU

Je zvolen lichoběžníkový rovnoramenný závit, který je pro toto použití nejvhodnější. Jeho hlavní výhodou je samosvornost. Šroub bude vyroben z kalené oceli a matice z bronzu. Pro tuto kombinaci je uveden dovolený tlak p_D v rozmezí (10÷15) MPa. Dovolенý tlak byl volen $p_D=12$ MPa.

VÝPOČET STŘEDNÍHO PRŮMĚRU ZÁVITU

$$Q = F_{Fx} = 38227,6 \text{ N} \quad (115)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{38227,6}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 12}} = 31,86 \text{ mm} \quad (116)$$

Kde Q je síla působící na šroub

d_2 je střední průměr závitu

ψ_H je součinitel výšky závitu

ψ_h je součinitel výšky matice

Součinitel výšky závitu je pro trapézový závit $\psi_H=0,5$ a součinitel výšky matice se nachází v rozmezí 1,5 ÷ 2,5. Bylo tedy zvoleno $\psi_h=2$. [11]

Z tabulky lichoběžníkových závitů Tr podle ČSN 01 4050 [12] je zvolen nejbližší vyšší průměr.

Tab. 9 Rozměry zvoleného lichoběžníkového šroubu [12].

Tr 36x6 ČSN 01 4050						
P	d	D ₂ =d ₂	d ₃	D ₁	D ₄	a _c
6 [mm]	36 [mm]	33 [mm]	29 [mm]	30 [mm]	37 [mm]	0,5 [mm]

VÝPOČET MINIMÁLNÍ VÝŠKY MATICE

Kvůli tomu, že mezi ohybovým šroubem a maticí je vůle, je potřeba ji eliminovat, aby byl výsledek přesnější. Toho je docíleno následující rovnicí.

$$H_1 = \frac{d-d_3-a_c}{2} = 3,25 \text{ mm} \quad (117)$$

Kde H_1 je nosná část závitu

d je velký průměr šroubu

d_3 je malý průměr šroubu

a_c je poloměr zaoblení

Dále je potřeba spočítat minimální počet závitů potřebného ke zvedání břemena.

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot H_1 \cdot d_2 \cdot z_m} \leq p_D \quad (118)$$

Po úpravě:

$$z_m = \frac{Q}{\pi \cdot H_1 \cdot d_2 \cdot p_D} = \frac{38227,6}{3,14 \cdot 3,25 \cdot 33 \cdot 12} = 9,5 \quad (119)$$

Kde z_m je minimální počet závitů ke zvednutí břemena

Byli spočítány potřebné mezivýpočty a teď už je možno vypočítat minimální výšku matice H .

$$H = P \cdot z_m = 6 \cdot 9,5 = 57 \text{ mm} \quad (120)$$

Kde H je minimální výška matice

P je rozteč

Bylo spočítáno, že nejmenší možná výška matice pro zvednutí břemena je 57 mm. Z důvodu konstrukce a bezpečnosti je zvolena výška matice 60 mm.

VÝPOČET MOMENT NA ZÁVITOVÉ TYČI

U trapézového závitu je hodnota bočního úhlu β 15° a součinitel tření v závitu f u vybraných materiálů je 0,15.

$$\varphi' = \arctan \left[\frac{f}{\cos(\beta)} \right] \quad (120)$$

$$\varphi' = \arctan \left[\frac{0,15}{\cos(15^\circ)} \right] = 8,827^\circ$$

$$\gamma = \arctan \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} \right) \quad (122)$$

$$\gamma = \arctan \left(\frac{6}{\pi \cdot 33} \right) = 3,313^\circ$$

$$M_{kš} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (123)$$

$$M_{kš} = 38227,6 \cdot \frac{33 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(3,313 + 8,827) = 135,7 \text{ Nm}$$

Kde φ' je třecí úhel závitu

β je boční úhel závitu

γ je úhel stoupání závitu

f je součinitel tření v závitech

$M_{kš}$ je moment na závitové tyči

KONTROLA SAMOSVORNOSTI

U výpočtů pohybových šroubů je vždy nutné provést kontrolu samosvornosti. Šroubový mechanismus musí být vždy samosvorný, aby nedocházelo k samovolnému uvolnění břemene.

$$f > \tan(\gamma) \cdot \cos(\beta) \quad (124)$$

$$0,15 > \tan(3,313^\circ) \cdot \cos(15^\circ)$$

$$0,15 > 0,06$$

Podmínka samosvornosti je splněna.

RYCHLOST ŠROUBU

Rychlost šroubu spočítám z rozdílu posunu matice u maximálního a minimálního zdvihu h a z požadované doby maximálního zdvihu t .

$$c_z = \frac{Z}{t} = \frac{0,223}{10} = 0,0223 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (125)$$

Kde c_z je rychlost šroubu

t je požadovaná doba zdvihu

5.5 VÝPOČET A VOLBA ELEKTROMOTORU S PŘEVODOVKOU

5.5.1 ELEKTROMOTOR

K vhodnému výběru elektromotoru je nutné znát maximální výkon, který je nutné mít k zdvihnutí břemene.

$$\eta_a = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \varphi)} = \frac{Q \cdot c_z}{M_{kš} \cdot \omega} = \frac{P_{od}}{P_{př}} \quad (126)$$

$$\eta_a = \frac{\tan(3,313^\circ)}{\tan(3,313^\circ + 8,827^\circ)} = 0,270$$

$$P_{př} = \frac{Q \cdot c_z}{\eta_a \cdot \eta_{př}} \quad (127)$$

$$P_{př} = \frac{38227,6 \cdot 0,0223}{0,270 \cdot 0,99} = 3190 \text{ W}$$

Kde η_a je účinnost pohybového šroubu

$P_{př}$ je příkon elektromotoru

P_{od} je odvedený výkon elektromotoru

$\eta_{př}$ je účinnost zvoleného převodu

Dále jsou vypočítány otáčky pohybového šroubu, pro které je potřeba nejdříve spočítat úhlovou rychlost šroubu.

$$\omega = \frac{P_{př}}{M_{kš}} \quad (128)$$

$$\omega = \frac{3190}{135,7} = 23,51 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_{š} = \frac{\omega \cdot \pi \cdot 180}{60} \quad (129)$$

$$n_{š} = \frac{23,51 \cdot \pi \cdot 180}{60} = 221,6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde ω je úhlová rychlost šroubu

$n_{š}$ je otáčky pohybového šroubu

Dle vypočítaných parametrů je zvolen elektromotor z katalogu firmy Siemens [13] s vlastnostmi v tabulce 10. Jedná se o třífázový 2pólový elektromotor s velmi vysokou účinností a vlastním chlazením. Otáčky motoru jsou příliš velké, proto je zvolena šneková převodovka.

Tab. 10 Parametry elektromotoru [13].

Siemens - 1LE1004-1BA2				
P _m [W]	Velikost	n _m [min ⁻¹]	Mk _m [Nm]	m _m [kg]
4000	112M	2950	4,1	34

5.5.2 PŘEVODOVÝ MECHANISMUS

K tomu, aby bylo docíleno požadovaných otáček pohybového šroubu, je třeba použít převodový mechanismus. Jako převodový mechanismus byla zvolena šneková převodovka. Šneková převodovka patří mezi nejpoužívanější reduktory a používá se tam, kde není vyžadována přesnost.

VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Nejprve je třeba vypočítat převodový poměr, aby mohla být zvolena převodovka se správným převodem.

$$i = \frac{n_m}{n_{\xi}} \quad (130)$$

$$i = \frac{2950}{221,6} = 13,31$$

Kde i je převodový poměr

n_m jsou jmenovité otáčky motoru

Podle vypočítaných parametrů byla vybrána šnekové převodovka z katalogu firmy Raveo [14] s převodovým poměrem $i=15$. Tento převodový poměr byl nejbližší k vypočítané hodnotě. Díky tomuto převodu budou výstupní otáčky nižší než požadované a kvůli tomu bude i zdvih trvat déle, ale bude to zanedbatelné.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo funkčně navrhnout a spočítat statický umístovací stůl pro paletu, jehož výška zdvihu měla dosahovat minimálně 700mm a minimální nosnost 1500kg.

Samotný nůžkový mechanismus jsem počítal jako rovinnou úlohu, což bylo možné díky tomu, že umístovací stůl byl symetrický. Jednotlivé prvky nůžkového mechanismu jsem nahradil pruty spojeny rotačními vazbami. Následně jsem na tyto prvky použil výpočet uvolňovací metodou a sestavil jsem rovnice statické rovnováhy. Vyšlo mi 12 rovnic o 12 neznámých parametrech. Rovnice jsem vyřešil pro horní a spodní polohu mechanismu pomocí maticové metody v programu Matrix calculator. Poté z vypočítaných sil působících ve všech vazbách jsem spočítal výsledné vnitřní účinky, které působí v jednotlivých částech mechanismu.

Dále následovala volba a výpočet jednotlivých komponentů mechanismu. Jako ramena nůžkového mechanismu jsem zvolil plech válcovaný za tepla s obdélníkovým průřezem (90x15)mm vyrobený z oceli S235JR. Následně jsem ramena zkontroloval na tah/tlak, smyk a ohyb. Výpočet průměru čepů jsem zvolil tak, že nejdříve jsem si vypočítal působící sílu v jednotlivých uzlech, a podle toho jsem vypočítal nejmenší možný průměr čepu. Poté jsem z konstrukčních důvodů průměry čepů zvětšil. Čepy jsem zkontroloval na otláčení. U volby přímočarého hydromotoru jsem si nejdříve spočítal minimální průměr pístu a minimální potřebný zdvih. Podle těchto parametrů jsem zvolil dvojčinný přímočarý hydromotor ZH2T od firmy Hydrauics. Jako další jsem vypočítal prvky pro elektromechanický pohon. Nejdříve jsem spočítal rozměry pro pohybový šroub a podle toho jsem zvolil lichoběžníkový šroub Tr 36x6. Potom jsem vypočítal potřebný výkon pro třífázový elektromotor a dle toho jsem zvolil motor Siemens – 1LE1004-1BA2. Otáčky elektromotoru jsou převodovány pomocí šnekové převodovky s převodovým poměrem $i=15$. Tato převodovka je od firmy Raveo.

Tato závěrečná práce může sloužit jako návod, jak navrhnout, spočítat a konstruovat nůžkové mechanismy různých parametrů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] In: *PRO-LIFT: Nakládací (rampy) nůžkové elektro-hydraulické zvedací stoly* [online]. PRO-LIFT SOLUTIONS, 2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: https://www.pro-lift.cz/92-nakladaci_rampy_nuzkove_elektro-hydraulicke_zvedaci_stoly
- [2] *TRANSLYFT: Double horizontal lifting table* [online]. Shipston-on-Stour: TRANSLYFT Lifting Technology [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://translyft.com/uk/standard-products/double-horizontal-scissor-lift/>
- [3] In: *MAHA-CZ: ZS SQUARE II 3.5 KS* [online]. MAHA Consulting, ©2010 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://www.maha-cz.cz/cz/produkty/zvedaky/dvoupistove-zvedaky/zs-square-ii-3-5-ks/>
- [4] In: *GOLEMTECH: Dvousloupový zvedák 4 t PROFI* [online]. Golemtech, ©2019 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/15-dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.html>
- [5] In: *ROMAN PEVNÝ vybavení autoservisů: PARALELOGRAMOVÝ HYDRAULICKÝ POJÍZDNÝ PLOŠINOVÝ ZVEDÁK SD1001* [online]. ©2012 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <http://vybaveni-autoservisu.cz/motocyklove/448-paralelogramovy-hydraulicky-pojizdny-plosinovy-zvedak-zd04102.html>
- [6] In: *EVROPSKÁ DATABANKA: Plošinový nákladní zvedák Skylift* [online]. 2014 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://nabidky.edb.cz/Nabidka-25201-Plosinovy-nakladni-zvedak-Skylift>
- [7] In: *SITECRAFT: Hydraulic Scissor Lift Tables* [online]. ©2019 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.sitecraft.net.au/product/uncategorized/hydraulic-scissor-lift-tables-4/>
- [8] *Matrix calculator* [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <https://matrixcalc.org/cs/>
- [9] *FERONA: Tyč ocelová plochá válcovaná za tepla, EN 10058 // rozměr 90x15* [online]. Praha: Feron, ©2017 [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/23596/tyc-ocelova-plocha-valcovana-za-tepla-en-10058-rozmer-90x15>
- [10] *HYDRAULICS: Přímočarý dvojčinný hydromotor ZH2T* [online]. Hydraulics, ©2017 [cit. 2019-04-11]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh2t.pdf>
- [11] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. 2. dopl. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1701-X.
- [12] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-857-8095-X.
- [13] *SIEMENS: Simotics* [online]. Praha: Siemens, 2016 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonape-tove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf

- [14] *RAVEO: ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY - ŘADA CM* [online]. Otrokovice: Raveo [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/snekove-prevodovky-CM>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[–]	Matice soustavy lineárních rovnic
a_c	[mm]	Poloměr zaoblení pohybového šroubu
b	[–]	Vektor pravých stran
B	[mm]	Šířka profilu
c_z	[m · s ⁻¹]	Rychlost pohybového šroubu
d	[mm]	Velký průměr šroubu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu pohybového šroubu
d_3	[mm]	Malý průměr šroubu
d_A	[mm]	Minimální průměr čepu v místě A
d_B	[mm]	Minimální průměr čepu v místě B
d_C	[mm]	Minimální průměr čepu v místě C
d_D	[mm]	Minimální průměr čepu v místě D
d_F	[mm]	Minimální průměr čepu v místě F
d_G	[mm]	Minimální průměr čepu v místě G
D_V	[mm]	Minimální průměr pístu
F	[N]	Síla od zatížení
f	[–]	Součinitel tření v závitech
F_{Ax}	[N]	Síla působící v bodě A ve směru osy x
F_{Ay}	[N]	Síla působící v bodě A ve směru osy y
F_B	[N]	Síla působící v bodě B
F_{Cx}	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy x
F_{Cy}	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy y
F_{Dx}	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy x
F_{Dy}	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy y
F_{Ex}	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy x
F_{Ey}	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy y
F_{Fx}	[N]	Síla působící v bodě F ve směru osy x
F_{Fy}	[N]	Síla působící v bodě F ve směru osy y
F_G	[N]	Síla působící v bodě G
H	[mm]	Výška profilu
H	[mm]	Minimální výška matice
H_1	[mm]	Minimální nosná část závitu

i	[-]	Počet stupňů volnosti
i_v	[-]	Počet stupňů volnosti volného tělesa
J_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose y
J_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose z
$L1$	[mm]	Rozměr umístovacího stolu
$L2$	[mm]	Rozměr umístovacího stolu
$L3$	[mm]	Rozměr umístovacího stolu
$L4$	[mm]	Rozměr umístovacího stolu
$L5$	[mm]	Rozměr umístovacího stolu
$L5_{max}$	[mm]	Délka tělesa 5 ve spodní poloze
$L5_{min}$	[mm]	Délka tělesa 5 v horní poloze
$L7$	[mm]	Rozměr umístovacího stolu
$M_{kš}$	[Nm]	Moment na závitové tyči
MO_{2F}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 2 v bodě F
MO_{3A}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 3 v bodě A
MO_{3D}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 3 v bodě D
MO_{3E}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 3 v bodě E
MO_{3F}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 3 v bodě F
MO_{4B}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 4 v bodě B
MO_{4C}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 4 v bodě C
MO_{4D}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 4 v bodě D
MO_{4E}	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 4 v bodě E
MO_5	[Nm]	Ohybový moment působící v tělese 5
n	[-]	Počet prvků soustavy
N_{2I}	[N]	Normálová síla v tělese 2 v intervalu I
N_{2I}	[N]	Normálová síla v tělese 2 v intervalu II
N_{2III}	[N]	Normálová síla v tělese 2 v intervalu III
N_{3I}	[N]	Normálová síla v tělese 3 v intervalu I
N_{3II}	[N]	Normálová síla v tělese 3 v intervalu II
N_{3III}	[N]	Normálová síla v tělese 3 v intervalu III
N_{4I}	[N]	Normálová síla v tělese 4 v intervalu I
N_{4II}	[N]	Normálová síla v tělese 4 v intervalu II
N_{4II}	[N]	Normálová síla v tělese 4 v intervalu III

N_{5I}	[N]	Normálová síla v tělese 5 v intervalu I
NP	[–]	Množina neznámých nezávislých parametrů
n_s	[ot·min ⁻¹]	Otáčky pohybového šroubu
p	[MPa]	Jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru
P	[mm]	Rozteč závitů pohybového šroubu
p_D	[MPa]	Stykový tlak v místě D
p_{dov}	[MPa]	Dovolený tlak na otláčení čepů
p_F	[MPa]	Stykový tlak v místě F
P_{od}	[W]	Odvedený výkon elektromotoru
$P_{př}$	[W]	Příkon elektromotoru
Q	[N]	Síla působící na pohybový šroub
R_e	[MPa]	Mez kluzu zvoleného profilu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti zvoleného profilu
s	[–]	Součinitel namáhání pro danou kombinaci namáhání
S	[mm ²]	Plocha průřezu profilu
s_V	[mm ²]	Plocha válce
t	[s]	Požadovaná doba zdvihu
T_{2I}	[N]	Tečná síla v tělese 2 v intervalu I
T_{2II}	[N]	Tečná síla v tělese 2 v intervalu II
T_{2III}	[N]	Tečná síla v tělese 2 v intervalu III
T_{3I}	[N]	Tečná síla v tělese 3 v intervalu I
T_{3II}	[N]	Tečná síla v tělese 3 v intervalu II
T_{3III}	[N]	Tečná síla v tělese 3 v intervalu III
T_{4I}	[N]	Tečná síla v tělese 4 v intervalu I
T_{4II}	[N]	Tečná síla v tělese 4 v intervalu II
T_{4III}	[N]	Tečná síla v tělese 4 v intervalu III
T_{5I}	[N]	Tečná síla v tělese 4 v intervalu I
W_{oy}	[mm ³]	Pružný modul průřezu v ohybu k ose y
W_{oz}	[mm ³]	Pružný modul průřezu v ohybu k ose z
x	[–]	Vektor neznámých parametrů
Z	[mm]	Potřebná délka posunu k docílení maximálního zdvihu
z_m	[–]	Minimální počet závitů ke zvednutí břemena
α	[°]	Úhel mezi rameny a základní rovinou

β	[°]	Boční úhel závitu
γ	[°]	Úhel stoupání závitu
η_a	[-]	Účinnost pohybového šroubu
$\eta_{př}$	[-]	Účinnost zvoleného převodu
ν	[-]	Počet všech použitelných podmínek
ν_F	[-]	Počet použitelných silových podmínek
ν_M	[-]	Počet použitelných momentových podmínek
σ_{DOV}	[MPa]	Dovolené normálové napětí profilu
τ_{DOV}	[MPa]	Dovolené tečné napětí profilu
τ_S	[MPa]	Smykové napětí čepu
τ_{sdov}	[MPa]	Dovolené smykové napětí čepu
φ'	[°]	Třecí úhel závitu
ψ_H	[-]	Součinitel výšky závitu
ψ_h	[-]	Součinitel výšky matice
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost šroubu
η	[-]	Počet deformovaných parametrů odebraných vazbami
ξ_i	[-]	Počet složek pohybu odebraných vazbami
μ	[-]	Počet všech neznámých parametrů
μ_F	[-]	Počet neznámých silových parametrů
μ_M	[-]	Počet neznámých momentových parametrů
μ_r	[-]	Počet neznámých polohových parametrů

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy	0-BP-2019/č.01
Výkres podsestavy rámu	1-BP-2019/č.02
Rameno	1-BP-2019/č.03
Příruba	2-BP-2019/č.04